

50. Internationales Wissenschaftliches Kolloquium

September, 19-23, 2005

**Maschinenbau
von Makro bis Nano /
Mechanical Engineering
from Macro to Nano**

Proceedings

Fakultät für Maschinenbau /
Faculty of Mechanical Engineering

Startseite / Index:

<http://www.db-thueringen.de/servlets/DocumentServlet?id=15745>

Impressum

- Herausgeber: Der Rektor der Technischen Universität Ilmenau
Univ.-Prof. Dr. rer. nat. habil. Peter Scharff
- Redaktion: Referat Marketing und Studentische Angelegenheiten
Andrea Schneider
- Fakultät für Maschinenbau
Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Peter Kurtz,
Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. med. (habil.) Hartmut Witte,
Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Gerhard Linß,
Dr.-Ing. Beate Schlütter, Dipl.-Biol. Danja Voges,
Dipl.-Ing. Jörg Mämpel, Dipl.-Ing. Susanne Töpfer,
Dipl.-Ing. Silke Stauche
- Redaktionsschluss: 31. August 2005
(CD-Rom-Ausgabe)
- Technische Realisierung: Institut für Medientechnik an der TU Ilmenau
(CD-Rom-Ausgabe) Dipl.-Ing. Christian Weigel
Dipl.-Ing. Helge Drumm
Dipl.-Ing. Marco Albrecht
- Technische Realisierung: Universitätsbibliothek Ilmenau
(Online-Ausgabe) [ilmedia](#)
Postfach 10 05 65
98684 Ilmenau
- Verlag:  Verlag ISLE, Betriebsstätte des ISLE e.V.
Werner-von-Siemens-Str. 16
98693 Ilmenau

© Technische Universität Ilmenau (Thür.) 2005

Diese Publikationen und alle in ihr enthaltenen Beiträge und Abbildungen sind urheberrechtlich geschützt.

ISBN (Druckausgabe): 3-932633-98-9 (978-3-932633-98-0)
ISBN (CD-Rom-Ausgabe): 3-932633-99-7 (978-3-932633-99-7)

Startseite / Index:
<http://www.db-thueringen.de/servlets/DocumentServlet?id=15745>

T. Petrović / I. Ivanov / G. Höhne

Entwurf einer neuen Struktur für Schnecken-Planetengetriebe

EINFÜHRUNG

Als Bindeglied zwischen einer Kraft- und einer Arbeitsmaschine hat ein Getriebe die Funktion, mit einer passenden Drehmoment- bzw. Drehzahlwandlung Leistung zu übertragen (Bild 1).

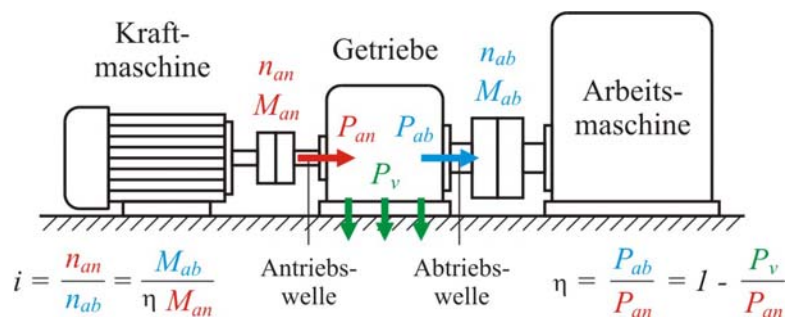


Bild 1: Kraftmaschine - Getriebe - Arbeitsmaschine (i - Übersetzung, η - Wirkungsgrad, n_{an} , n_{ab} - Antriebs- und Abtriebsdrehzahl, M_{an} , M_{ab} - Antriebs- und Abtriebsdrehmoment, P_{an} , P_{ab} , P_v - Antriebs-, Abtriebs- und Verlustleistung)

In der Antriebstechnik gibt es stets die Forderung nach immer höheren Übersetzungen je Getriebestufe zwecks geringerer Abmessungen, einfacherer Konstruktion und damit kostengünstigerer Fertigung. Bestehende Übersetzungsbegrenzungen erschweren die Erfüllung dieser Forderung.

ANALYSE

Eine Analyse der Möglichkeiten, mit Zahnradgetrieben hohe Übersetzungen ($i > 100$) und sehr hohe Übersetzungen ($i > 1000$) zu realisieren, hat bestätigt, dass kein idealer Getriebetyp gefunden werden kann (Tabelle 1). Die Realisierung von hohen Übersetzungen ist bei Zahnradgetrieben entweder von der Verschlechterung des Wirkungsgrades oder von der Vergrößerung der Abmessungen und der Fertigungskosten begleitet [5].

Anschlusswellen	Getriebetyp	Übersetzung	Wirkungsgrad
parallel	Außen- / Innen-Stirnrad-Standgetriebe	1 ... 5 / 10	0,99 ... 0,98
sich schneidend	Kegelrad-Standgetriebe	1 ... 5	0,98 ... 0,97
koaxial	einfaches Planetengetriebe (Typ AI)	2,2 ... 12,3	0,99 ... 0,98
	Planetengetriebe mit zweistufigen Planetenrädern vom Typ A+I	1,22 ... 24,3	0,99 ... 0,98
	Planetengetriebe mit zweistufigen Planetenrädern vom Typ A+A / I+I	1,08 / 1,28 ... ∞	0,98 / 0,99 ... 0
	Cyclo-Getriebe (<i>Cyclo Drive</i>)	6 ... 179	$\leq 0,95$
	Wellgetriebe (<i>Harmonic Drive</i>)	30 ... 320	$\leq 0,85$
sich kreuzend	Schneckengetriebe	5 ... 70	0,96 ... 0,70

Tabelle 1: Übersicht über Zahnradgetriebe [3,6,7,8,12,13,14]

Deshalb werden Zahnradgetriebekombinationen (z.B. Schnecken-Standgetriebe, Bild 2a, sowie Schnecken-Planetengetriebe, Bild 2b), die in gewissem Maße diese Probleme vermindern können, oft zur Realisierung von hohen Übersetzungen benutzt. Aber im Fall von sehr hohen Übersetzungen benötigen sie wegen der Übersetzungsbegrenzungen (besonders bei Stand- und Planetengetrieben, Tabelle 1) mehrere in Reihe geschaltete Getriebestufen (z.B. Bild 2c), wodurch eine kompakte Konstruktion kaum ausgeführt werden kann [5].

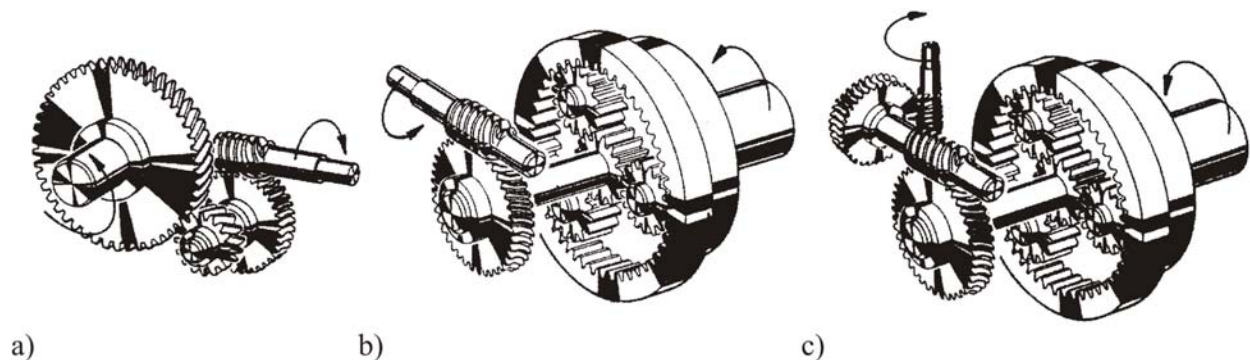


Bild 2: Strukturen der Zahnradgetriebekombinationen
a) Schnecken-Standgetriebe, b), c) Schnecken-Planetengetriebe [11]

Aus diesen Gründen wurde eine neue Zahnradgetriebekombination entwickelt, die vor allem die Probleme mit Übersetzungsbegrenzungen vermeidet und eine kompakte Konstruktion ermöglicht.

SYNTHESE

Ein Schnecken-Planetengetriebe erweist sich bei hohen Übersetzungen als vorteilhaft, weil das dynamische Verhalten durch ein Schneckengetriebe in der ersten Getriebestufe verbessert und außerdem die Tragfähigkeit durch die Lastverteilung auf mehrere Planetenräder erhöht wird [4]. Zum Zweck eines möglichst guten Gesamtwirkungsgrades wird ein einfaches Planetengetriebe (Typ AI: Planetenräder stehen gleichzeitig mit einem Sonnen- und einem Hohlrad in Eingriff)

normalerweise in Schnecken-Planetengetriebe eingebaut (Bild 2b). Es hat immer einen sehr guten Wirkungsgrad und dagegen wegen der konstruktiven Bedingungen eine niedrige Übersetzung (Tabelle 1), die bei Kompaktbauweise durch Einbauraum zusätzlich begrenzt ist [8,14].

Eine neue Struktur kann als Kombination eines Schneckengetriebes und eines Planetengetriebes vom Typ A+A bzw. I+I aufgebaut werden. Die Getriebestufen sind dabei so gekoppelt, dass ein Schneckenrad als Steg für zweistufige Planetenräder dient (Bild 3) [10].

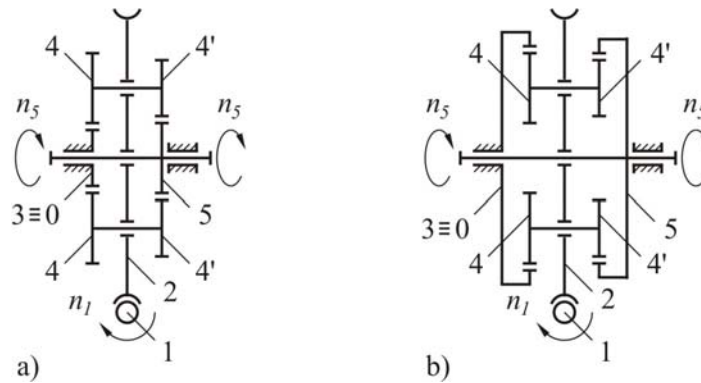


Bild 3: Neue Struktur als Kombination des Schneckengetriebes und des Planetengetriebes vom Typ A+A (a) bzw. I+I (b) [10]

Die Antriebsdrehung mit der Drehzahl n_1 wird von der Schnecke (1) auf das Schneckenrad (2) übertragen. Das Schneckenrad ist zugleich der Steg und dreht sich um die Abtriebswelle. Das gehäusefeste Sonnen- bzw. Hohlrad ($3 \equiv 0$) steht mit drei Planetenrädern (4) und das Sonnen- bzw. Hohlrad (5) mit drei Planetenrädern (4') in Eingriff. Die Planetenräder (4) und (4') sind starr miteinander verbunden. Das Zentralrad (5) dreht sich mit der Abtriebsdrehzahl n_5 (Bild 3) [10].

EIGENSCHAFTEN

Die vorgeschlagene Struktur des Schnecken-Planetengetriebes zeichnet sich vor allem durch folgende Eigenschaften aus:

Unbegrenzt hohe Übersetzungen mit zwei Getriebestufen

Die Gesamtübersetzung (i_{15}) ist das Produkt der Einzelübersetzungen des Schneckengetriebes (i_{12}) und des Planetengetriebes (i_{25}):

$$i_{15} = i_{12} \cdot i_{25} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{1}{1 - \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_4'}{z_5}} \quad (1)$$

Durch eine richtige Wahl der Zähnezahle ist eine beliebig hohe Übersetzung des Planetengetriebes vom Typ A+A oder I+I erreichbar. Die Übersetzung ist dann nur durch den Wirkungsgrad begrenzt.

Die geringsten Abmessungen ergeben sich, wenn die Durchmesser aller vier Räder fast gleich sind ($z_3 \approx z_4$, $z_4' \approx z_5$) [8,14]. Im Fall der vorgeschlagenen Struktur kann diese Forderung aus konstruktiven Gründen bei der Variante mit dem Typ I+I (Bild 3b) nicht erfüllt werden (Tabelle 2).

$a_p = 40$	m_p	1			1,25			1,5			2		2,5
m_p	z_1/z_{II}	<u>41/40</u>	40/40	<u>40/39</u>	<u>33/32</u>	32/32	<u>32/31</u>	<u>27/27</u>	<u>27/26</u>	<u>26/26</u>	20/20	<u>20/19</u>	<u>16/15</u>
1	<u>40/41</u>	∞	41	-1599	-164	41	-141,22	41	-76,14	41	41	-37,10	-24,60
	40/40	-40	∞	-39	-32	∞	-31	∞	-26	∞	∞	-19	-15
	39/40	1600	40	∞	-182,86	40	-155	40	-80	40	40	-38	-25
1,25	<u>32/33</u>	165	33	183,86	∞	33	-1023	33	-143	33	33	-48,23	-29,12
	32/32	-40	∞	-39	-32	∞	-31	∞	-26	∞	∞	-19	-15
	<u>31/32</u>	142,22	32	156	1024	32	∞	32	-166,40	32	32	-50,67	-30
1,5	<u>27/27</u>	-40	∞	-39	-32	∞	-31	∞	-26	∞	∞	-19	-15
	<u>26/27</u>	77,14	27	81	144	27	167,4	27	∞	27	27	-73,29	-36,82
	<u>26/26</u>	-40	∞	-39	-32	∞	-31	∞	-26	∞	∞	-19	-15
2	20/20	-40	∞	-39	-32	∞	-31	∞	-26	∞	∞	-19	-15
	<u>19/20</u>	38,10	20	39	49,23	20	51,67	20	74,29	20	20	∞	-75
2,5	<u>15/16</u>	25,60	16	26	30,12	16	31	16	37,82	16	16	<u>76</u>	∞

Tabelle 2: Maximale Übersetzungswerte des Planetengetriebes vom Typ A+A für bestimmten Achsabstand a_p [mm], Standardmodule m_p [mm] und bestmögliche Zähnezahlsverhältnisse (z_3/z_4 , z_4'/z_5) (unterstrichene Zähnezahlsverhältnisse mit Profilverschiebung, **fett gedruckter** Übersetzungswert für Computerprogramm, gerahmter Übersetzungswert für Modell) [9]

Befriedigender Wirkungsgrad in weitem Übersetzungsbereich

Der Gesamtwirkungsgrad (η_{15}) wird als Produkt der Einzelwirkungsgrade des Schneckengetriebes (η_{12}) (nach [7]) und des Planetengetriebes (η_{25}) berechnet:

$$\eta_{15} = \eta_{12} \cdot \eta_{25} = \eta_{12} \cdot \frac{I}{i_{25} + (I - i_{25}) \cdot k} \quad (2)$$

In der Gleichung (2) steht der Standwirkungsgrad (η_0) für den Wälzleistungsfluss $5 \Rightarrow 3$ als Faktor: $k = \eta_0$, und für den gegensinnigen Wälzleistungsfluss $3 \Rightarrow 5$ als Divisor: $k = I / \eta_0$ [2].

Die beiden Einzelwirkungsgrade und daher der Gesamtwirkungsgrad verschlechtern sich bedeutend, wenn Übersetzung sich erhöht (Bild 4).

Da relativ hohe Übersetzungen mit einem einstufigen Schneckengetriebe realisiert werden können (Tabelle 1), hat die vorgeschlagene Struktur eine hohe Gesamtübersetzung, auch wenn die Übersetzung des Planetengetriebes relativ niedrig ist. Der Gesamtwirkungsgrad ist dann ziemlich gut und entspricht dem eines üblichen Schnecken-Standgetriebes (Bild 2a) oder Schnecken-Planetengetriebes (Bild 2b), mit dem nur begrenzt hohe Übersetzungen möglich sind (Bild 5). Außerdem ist er immer viel besser als der Wirkungsgrad eines einzelnen Planetengetriebes vom Typ A+A oder I+I (Bilder 5 und 6). Im Fall einer höheren Übersetzung des Planetengetriebes hat die vorgeschlagene Struktur eine sehr hohe Gesamtübersetzung, zu der eine kompliziertere Struktur (z.B. Bild 2c), bei einem auch schlechten Gesamtwirkungsgrad, notwendig ist [5].

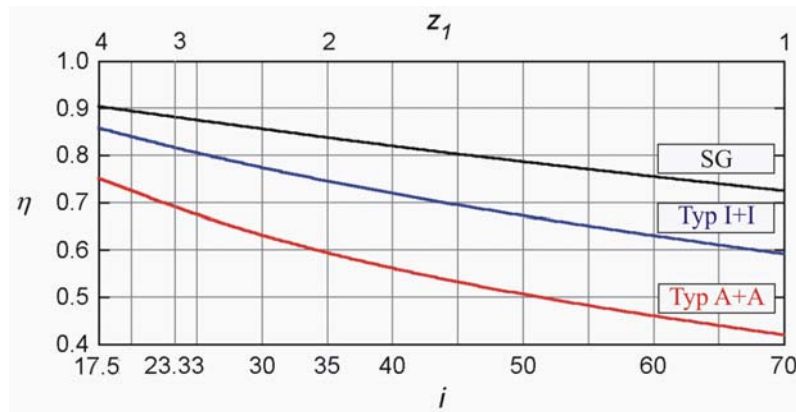


Bild 4: Berechnete Wirkungsgrade (η) des Schneckengetriebes (SG) und der Planetengetriebe vom Typ A+A und I+I in Abhängigkeit von Übersetzung (i) bzw. Zähnezahl der Schnecke (z_1) (Achsabstand des SGs: $a_s = 80$ mm, Formzahl: $q = 10$, Modul beim SG: $m_s = 2$ mm, Zähnezahl des Schneckenrades: $z_2 = 70$, Schneckenflankenform: ZI, Werkstoff: 16MnCr5 für Schnecke und C.CuSn12Ni für Schneckenrad, Schmierstoff: syn. Öl, Antriebsdrehzahl: $n_1 = 1500$ U/min, Standwirkungsgrad: $\eta_0 = 0,98$ für A+A und $\eta_0 = 0,99$ für I+I, Wälzleistungsfluss: $5 \Rightarrow 3$) [5]

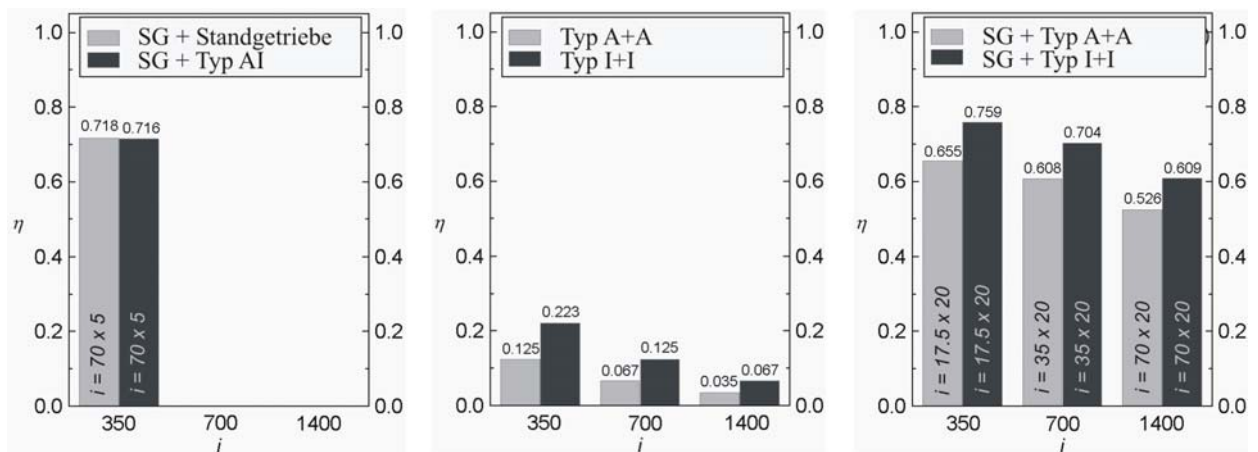


Bild 5: Vergleich der Wirkungsgrade (η) für hohe Übersetzungen (i) (nach Tabelle 1 und Bild 4) [5]

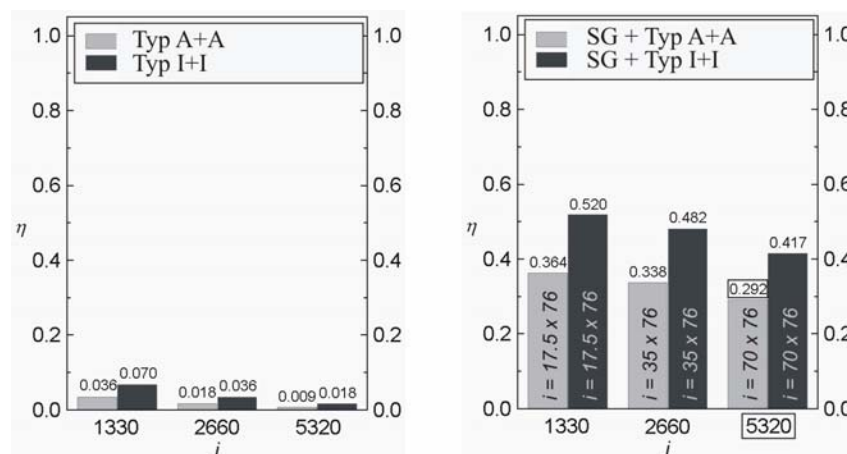


Bild 6: Vergleich der Wirkungsgrade (η) für sehr hohe Übersetzungen (i) (nach Tabelle 1 und Bild 4) (gerahmter Übersetzungs- und Wirkungsgradwert für Modell) [5]

Sehr kompakte Konstruktion

Wegen günstiger Betriebsweise (das Schneckenrad treibt den Steg antreibend des Planetengetriebes) und Struktur (das Schneckenrad umhüllt den Steg) ist eine optimale Integration des Stegs in das Schneckenrad möglich. Die Abmessungen des Gesamtgetriebes sind deshalb kaum größer als die einer der beiden Getriebestufen [5].

Die Konstruktionsausführung ist mittels **herkömmlicher Fertigungsverfahren** technologisch realisierbar [5].

ANWENDUNG

Dieses Schnecken-Planetengetriebe kann in den Bereichen der Technik Anwendung finden, in denen bei Arbeitsmaschinen geringe Geschwindigkeiten gefordert werden (z.B. bei Förder- und Montagebändern, Rührwerken, Kreisförderern, Drehöfen) (Bild 7) [5].

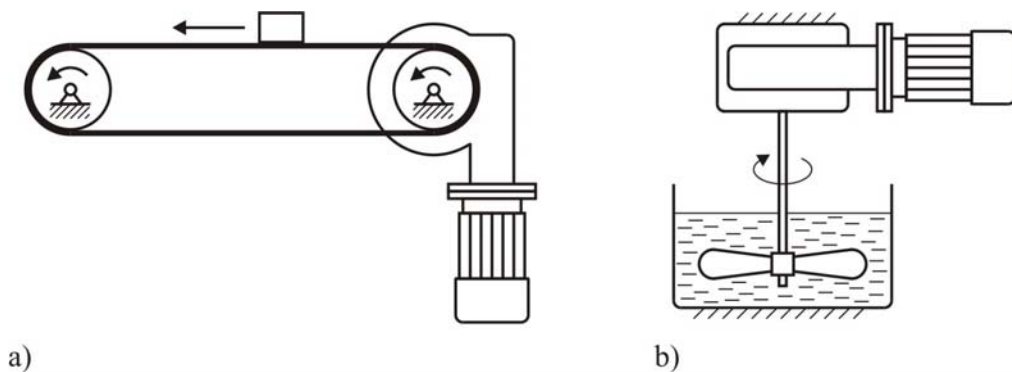


Bild 7: Anwendungsbeispiele des neuen Schnecken-Planetengetriebes
a) Förder- oder Montageband, b) Rührwerk [5]

DIMENSIONIERUNG

Durch computerunterstützte Dimensionierung ist eine Variantenkonstruktion möglich. In dem dafür erarbeiteten Computerprogramm stehen sieben Baugrößen sowie vier Gesamtübersetzungen des neuen Schnecken-Planetengetriebes zur Verfügung, die in Abhängigkeit von geforderten Abtriebsdrehmomenten und Abtriebsdrehzahlen optimal ausgelegt werden können (Tabelle 3). Die Gesamtübersetzungsreihe kann durch Wahl der Zähnezah (besonders beim Planetengetriebe, Tabelle 2) wesentlich erweitert werden [5].

Baugröße	1	2	3	4	5	6	7
M_{abmax} [Nm]	15	25	60	120	200	300	500
a_s [mm]	50	(60)	80	100	(120)	(140)	160
a_p [mm]	25	(30)	40	50	(60)	(70)	80
$m_s = m_p$ [mm]	1,25	1,5	2	2,5	3	(3,5)	4
$z_2 = 70, z_3 = 19$ $z_4 = z_4' = z_5 = 20$	Gesamtwirkungsgrad des neuen Schnecken-Planetengetriebes (η_{15}) (nach Bild 4) Sicherheitsfaktor gegen Grübchenbildung für Planetenrad 4' (S_H) (nach [7]) Minimales notwendiges Antriebsdrehmoment (M_{anmin} [Nm]) (nach Bild 1)						
$z_1 = 1$ $i_{15} = 1400$	$S_H = 1,443$ $\eta_{15} = 0,490$ $M_{anmin} = 0,022$	$S_H = 1,470$ $\eta_{15} = 0,499$ $M_{anmin} = 0,036$	$S_H = 1,441$ $\eta_{15} = 0,526$ $M_{anmin} = 0,082$	$S_H = 1,424$ $\eta_{15} = 0,548$ $M_{anmin} = 0,156$	$S_H = 1,449$ $\eta_{15} = 0,564$ $M_{anmin} = 0,253$	$S_H = 1,453$ $\eta_{15} = 0,577$ $M_{anmin} = 0,372$	$S_H = 1,375$ $\eta_{15} = 0,587$ $M_{anmin} = 0,609$
$z_1 = 2$ $i_{15} = 700$	$S_H = 1,443$ $\eta_{15} = 0,582$ $M_{anmin} = 0,037$	$S_H = 1,469$ $\eta_{15} = 0,589$ $M_{anmin} = 0,061$	$S_H = 1,440$ $\eta_{15} = 0,607$ $M_{anmin} = 0,141$	$S_H = 1,422$ $\eta_{15} = 0,622$ $M_{anmin} = 0,275$	$S_H = 1,447$ $\eta_{15} = 0,633$ $M_{anmin} = 0,451$	$S_H = 1,451$ $\eta_{15} = 0,641$ $M_{anmin} = 0,669$	$S_H = 1,372$ $\eta_{15} = 0,647$ $M_{anmin} = 1,104$
$z_1 = 3$ $i_{15} = 466,67$	$S_H = 1,442$ $\eta_{15} = 0,620$ $M_{anmin} = 0,052$	$S_H = 1,468$ $\eta_{15} = 0,624$ $M_{anmin} = 0,086$	$S_H = 1,438$ $\eta_{15} = 0,639$ $M_{anmin} = 0,201$	$S_H = 1,420$ $\eta_{15} = 0,650$ $M_{anmin} = 0,395$	$S_H = 1,445$ $\eta_{15} = 0,658$ $M_{anmin} = 0,651$	$S_H = 1,448$ $\eta_{15} = 0,664$ $M_{anmin} = 0,968$	$S_H = 1,370$ $\eta_{15} = 0,669$ $M_{anmin} = 1,602$
$z_1 = 4$ $i_{15} = 350$	$S_H = 1,441$ $\eta_{15} = 0,639$ $M_{anmin} = 0,067$	$S_H = 1,467$ $\eta_{15} = 0,643$ $M_{anmin} = 0,111$	$S_H = 1,437$ $\eta_{15} = 0,655$ $M_{anmin} = 0,262$	$S_H = 1,419$ $\eta_{15} = 0,664$ $M_{anmin} = 0,516$	$S_H = 1,443$ $\eta_{15} = 0,671$ $M_{anmin} = 0,852$	$S_H = 1,446$ $\eta_{15} = 0,676$ $M_{anmin} = 1,268$	$S_H = 1,367$ $\eta_{15} = 0,680$ $M_{anmin} = 2,102$

Motorbaugröße: **AY 56 A-4** $P_m = 60$ W, $M_m = 0,44$ Nm
AY 71 A-4 $P_m = 250$ W, $M_m = 1,70$ Nm

AY 63 A-4 $P_m = 120$ W, $M_m = 0,84$ Nm
AY 80 A-4 $P_m = 550$ W, $M_m = 3,80$ Nm

Tabelle 3: Achsabstände (a_s , a_p), Module (m_s , m_p) und Zähnezahlen ($z_1 \dots z_5$) sowie Gesamtwirkungsgrad (η_{15}), Sicherheitsfaktor (S_H) und Drehmomente (M_{anmin} , M_{abmax}) für jede im Computerprogramm verfügbare Baugröße und Gesamtübersetzung (i_{15}) des neuen Schnecken-Planetengetriebes (gerahmte Baugröße für Modell) [1,5]

Im Computerprogramm wird die Kombination des Schneckengetriebes und des Planetengetriebes vom Typ A+A (Bild 3a) betrachtet. Die wohlbekannte Kompaktbauweise des Planetengetriebes vom Typ I+I, bei der ein einziges Doppelplanetenrad fast den gesamten Raum innerhalb der beiden Hohlräder ausfüllt und ein Steg auf einen kleinen Exzenter mit einem Gegengewicht zum Massenausgleich reduziert wird [2,8], kann im Fall der vorgeschlagenen Struktur nicht verwendet werden. Deshalb ist der Hauptvorteil vom Typ I+I gegenüber dem Typ A+A - ein besserer Wirkungsgrad besonders bei fast gleichen Durchmessern aller vier Räder mit hohen Zähnezahlen (Bilder 5 und 6) - hier nicht von großer Bedeutung [5].

KONSTRUKTIONSAUSFÜHRUNG UND MODELL

Für das Abtriebsdrehmoment $M_{ab} = 60$ Nm und die entsprechenden Achsabstände des Schneckengetriebes $a_s = 80$ mm und des Planetengetriebes $a_p = 40$ mm (Baugröße 3 im Computerprogramm, Tabelle 3) wurde eine Konstruktionsausführung des neuen Schnecken-Planetengetriebes entwickelt (Bild 8) und in ein reales Funktionsmuster umgesetzt (Bild 9) [5].

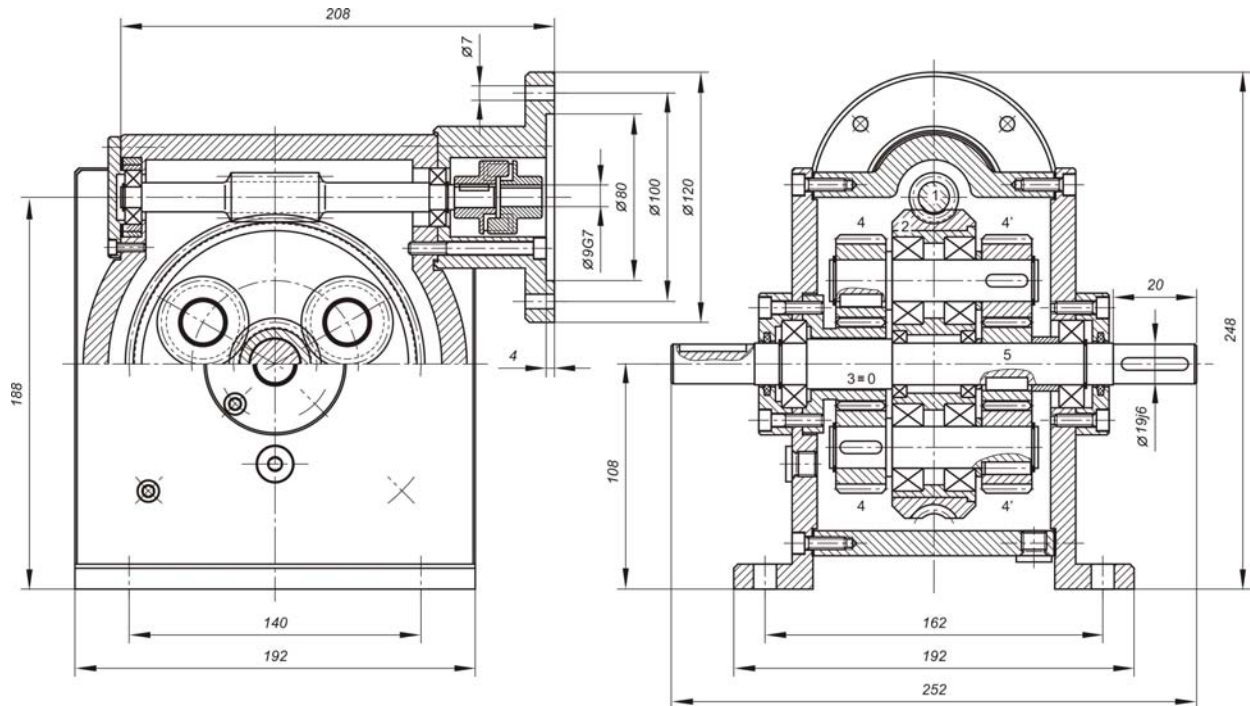


Bild 8: Konstruktionsausführung des neuen Schnecken-Planetengetriebes (nach Bild 3a) [5]

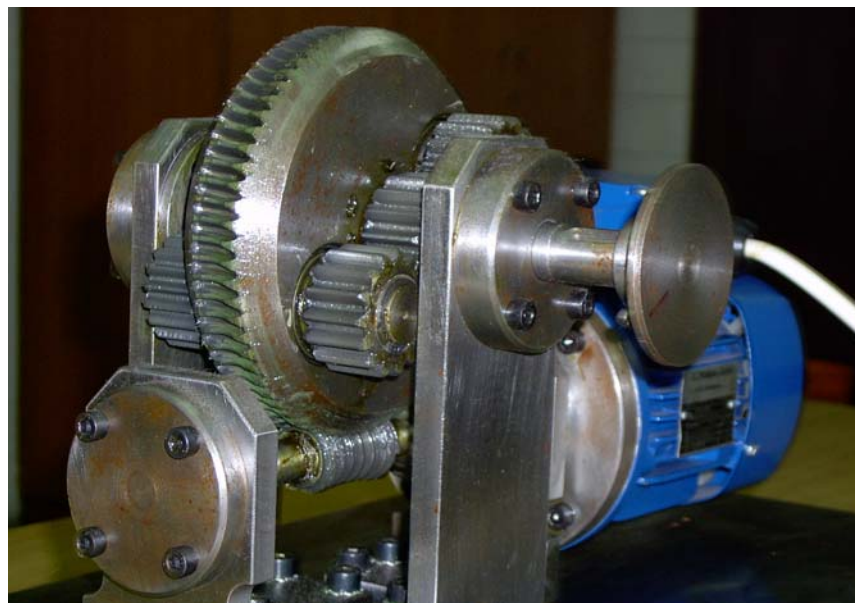


Bild 9: Modell des neuen Schnecken-Planetengetriebes (nach Bild 8) [5]

Strukturparameter des SGs: $a_s = 80 \text{ mm}$, $m_s = 2 \text{ mm}$, $z_1 = 1$, $z_2 = 70$ sowie
 des PGs: $a_p = 40 \text{ mm}$, $m_{p34} = 2 \text{ mm}$, $z_3 = 20$, $z_4 = 19$, $m_{p4'5} = 2,5 \text{ mm}$, $z_4' = 15$, $z_5 = 16$
 Gesamtübersetzung: $i_{15} = 70 \times 76 = 5320$, Gesamtwirkungsgrad: $\eta_{15} = 0,72 \times 0,4 = 0,29$
 Motor: AC-Motoren GmbH, AY 56 A-4, $P_m = 60 \text{ W}$, $M_m = 0,44 \text{ Nm}$, $n_m = 1300 \text{ U/min}$
 Antriebs- und Abtriebsdrehmoment: $M_{anmin} = 0,04 \text{ Nm}$, $M_{abmax} = 60 \text{ Nm}$
 Antriebs- und Abtriebsdrehzahl: $n_1 \approx 1500 \text{ U/min}$, $n_5 \approx 0,28 \text{ U/min}$

Die Funktionsfähigkeit des Modells für die extreme Übersetzung $i = 5320$ wurde mit gutem Erfolg nachgewiesen.

ZUSAMMENFASSUNG

Auf Grund einer Analyse von Zahnradgetrieben wurde eine neue Struktur für Schnecken-Planetengetriebe entwickelt, die gegenüber bisher bekannten Strukturen der Zahnradgetriebekombinationen hinsichtlich der Übersetzung, des Wirkungsgrades und der Kompaktbauweise beachtliche Vorteile bringt.

Diese Forschung wurde im Rahmen der Zusammenarbeit zwischen der Universität Niš (Serbien) und der Technischen Universität Ilmenau durchgeführt.

Literatur- bzw. Quellenhinweise:

- [1] AC-Motoren, Drehstrom-Asynchronmotoren mit Käfigläufer, AC-Motoren GmbH, Paul-Ehrlich-Straße 28-30, D-63322 Rödermark.
- [2] Böge, A., Die Mechanik der Planetengetriebe, Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig, Wiesbaden, 1980.
- [3] Harmonic Drive, Produktübersicht 2000, Neue Baureihen und erweiterte Übersetzungen, Katalog 07/00 90 00 01, Harmonic Drive AG, Hoenbergstraße 14, D-65555 Limburg/Lahn.
- [4] Hiersig, H., M., Variantenkonstruktion am Beispiel von Schneckengetrieben, ATK '95, Tagungsband, Institut für Maschinenelemente und Maschinengestaltung der RWTH Aachen, 1995., S. 107-117.
- [5] Ivanov, I., Synthese einer hochübersetzenden Getriebekombination, Magisterarbeit, Fakultät für Maschinenbau, Niš (Serbien), 2004.
- [6] Luck, K., Fronius, S., Klose, J., Taschenbuch Maschinenbau in acht Bänden, Band 3, Verlag Technik, Berlin, 1987.
- [7] Miltenović, V., Maschinenelemente, Gestaltung, Berechnung, Anwendung, Fakultät für Maschinenbau, Niš (Serbien), 2002.
- [8] Müller, H., W., Die Umlaufgetriebe, Auslegung und vielseitige Anwendungen, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 1998.
- [9] Petrović, T., Ivanov, I., Worm-planetary gear train with high gear ratio, 47. IWK, Tagungsband, TU Ilmenau, 2002, S. 328-329.
- [10] Petrović, T., Ivanov, I., Worm-planetary gear train with high transmission ratio, International publication WO 2003/102445 A3, World intellectual property organization, Geneva, 2003.
- [11] Rhein-Getriebe, Getriebe für große Übersetzungen, Liste 01/96, Rhein-Getriebe GmbH, Postfach 15 54, Grünstraße 34, D-40640 Meerbusch.
- [12] Sumitomo Cyclo Europe, Drive 6000, Getriebe und Getriebemotoren, Katalog 11/01 99 00 54, Sumitomo Cyclo Drive Germany GmbH, Cyclostraße 92, D-85229 Markt Indersdorf.
- [13] Sumitomo Cyclo Europe, Fine Cyclo, Spielfreie Getriebe - Einbausätze, Katalog 02/01 99 90 16, Sumitomo Cyclo Drive Germany GmbH, Cyclostraße 92, D-85229 Markt Indersdorf.
- [14] Terplán, Z., Dimensionierungsfragen der Zahnrad-Planetengetriebe, Akadémiai Kiadó, Budapest, 1974.

Autorenangaben:

Prof. Dr. Tomislav Petrović, Mr. Dipl.-Ing. Ivan Ivanov

Universität Niš, Fakultät für Maschinenbau, FG Mechatronik, Aleksandra Medvedeva 14, 18000 Niš, Serbien

Tel.: +381 18 50 06 91, Fax: +381 18 58 82 44, E-Mail: ivani@masfak.ni.ac.yu

Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Günter Höhne

TU Ilmenau, Fakultät für Maschinenbau, FG Konstruktionstechnik, Max-Planck-Ring 12 (Haus F), 98693 Ilmenau

Tel.: +49 3677 69 24 72, Fax: +49 3677 69 12 59, E-Mail: guenter.hoehne@tu-ilmenau.de